

## **CONTROLE DE VIBRAÇÕES EM ROTORES UTILIZANDO MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS**

**Victor Suman Guirao, vicsugui@hotmail.com<sup>1</sup>**  
**Luiz de Paula do Nascimento, depaula@dem.feis.unesp.br<sup>1</sup>**  
**Vicente Lopes Junior, vicente@dem.feis.unesp.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho” – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica, Avenida Brasil, 56 – CEP 15385-000 – Ilha Solteira – SP.

**Resumo:** Os mancais magnéticos ativos possuem vantagens em várias aplicações quando comparados com os mancais convencionais. Estes dispositivos são capazes de sustentar um eixo sem que haja contato com o rotor e, além disso, tem a função de reduzir as amplitudes de vibração. As forças geradas por estes dispositivos são de natureza magnética e são limitadas, principalmente pela saturação do campo magnético gerado. Neste trabalho é proposto um modelo de rotor suportado por mancais convencionais no qual um mancal magnético ativo é utilizado como atuador para reduzir as vibrações. Uma análise da força e corrente de controle necessárias para o controle do rotor é realizada de forma a identificar as limitações do atuador. Além disso, esta análise é realizada para diferentes pontos ao longo do rotor com o objetivo de observar qual o melhor posicionamento do atuador com relação à redução de vibração e corrente de controle. Toda a análise é realizada no domínio da frequência utilizando o método da matriz de impedância. A força e corrente de controle são calculadas com base nos deslocamentos do rotor no ponto onde o mancal magnético está localizado e a partir da função de transferência global do circuito de controle.

**Palavras-chave:** Dinâmica de Rotores, Mancais Magnéticos Ativos, Controle Ativo

### **1. INTRODUÇÃO**

Os mancais magnéticos ativos (MMA) são dispositivos eletromagnéticos capazes de sustentar um rotor sem ocorrer contato com rotor. Sendo assim, não há necessidade de sistemas de lubrificação, tornando os mancais magnéticos dispositivos limpos e aplicáveis em condições adversas de temperatura e pressão. Dentre as principais aplicações dos MMA estão as aplicações na indústria farmacêutica, biomedicina, controle ativo de vibrações e sistemas de elevada rotação, incluindo elevadas ou baixas temperaturas e ambientes de vácuo.

Os MMA geram apenas forças eletromagnéticas de atração, por isso estes dispositivos possuem um mecanismo de dupla ação gerando forças em sentidos opostos. Além disso, um sistema de controle com retroalimentação (*feedback*) é necessário para que o sistema mecânico tenha sua estabilidade garantida. O sistema de controle de um MMA é composto de sensores de deslocamento, filtro passa-baixa, controlador e amplificador de corrente. Cada equipamento do sistema de controle possui uma função de transferência, e com isto, é possível obter a função de transferência global do sistema de controle.

A utilização de mancais magnéticos ativos como atuador de sistemas de controle ativo de vibrações continua sendo um tema de grande interesse na atualidade e as pesquisas neste sentido vêm sendo desenvolvidas buscando avançar nas técnicas que produzem os melhores desempenhos desse tipo de atuador. Neste sentido, Tammi (2006) propôs um método de controle de vibrações de rotores com uma arquitetura que compreende uma malha *feedback* interna de controle juntamente com uma malha externa para compensar excitações harmônicas devido à uma massa desbalanceada e outros tipos de excitações. Para a malha externa foram testados o controle *feedforward* e um método de controle repetitivo. Tammi (2007) apresenta a identificação e uso dos métodos de controle *feedback* e *feedforward* para atenuar vibrações de rotores utilizando atuadores magnéticos. A identificação e o controle foram realizados levando em consideração as perturbações devido à rotação. A estabilidade do sistema de controle foi analisada a fim de explorar a relação entre o sistema de amortecimento e a exatidão da modelagem através da comparação teórico-experimental. Lei e Palazzolo (2008) apresentam o projeto e a análise de um sistema de suspensão magnética para um rotor flexível. A análise é feita através de um modelo desenvolvido por elementos finitos que compreende a dinâmica do rotor e um controle ativo que proporciona boa confiabilidade e rejeição das perturbações com uma operação estável do sistema sobre uma faixa determinada de velocidades de rotação. A otimização das propriedades dinâmicas da malha fechada de controle é feita via síntese da análise dos autovalores.

Um dos grandes problemas que os mancais magnéticos incorrem está na resposta à questão do que acontece quando a energia elétrica que mantém este tipo de mancal acaba subitamente. Quando isto acontece o eixo, antes submetido à levitação, entra em colapso e apóia-se nos mancais passivos de auxílio. Casos como estes são analisados no trabalho de Ishida e Inoue (2008), que apresentam uma análise das características de vibração do rotor quando este entra em contato com os mancais de auxílio (rolamento de esferas). São consideradas na modelagem do sistema as forças de contato e de fricção existentes entre o rotor e o mancal passivo, bem como, a rotação do anel interno do rolamento a fim de se estudar as características de vibração ocasionadas pela falha.

Neste trabalho é apresentada a teoria básica do atuador magnético, bem como a modelagem de um rotor idealizado para verificar qual posição do MMA ao longo do rotor fornece menores níveis de vibração e menores valores de corrente elétrica de controle. Os valores de corrente elétrica estão diretamente ligados ao consumo de energia elétrica e, consequentemente, aos custos de operação do MMA.

Como qualquer outro dispositivo os MMA também possuem limitações, como as forças eletromagnéticas geradas e deslocamentos máximos do rotor no interior destes dispositivos. Neste sentido, também serão analisados neste trabalho o deslocamento do rotor onde o MMA é posicionado e a força eletromagnética gerada.

As análises apresentadas neste trabalho são de grande importância quando se inserir um sistema de controle em um rotor, já que é possível determinar o posicionamento do MMA e também se o dimensionamento do atuador irá atender condições desejadas do sistema mecânico a controlar.

## 2. TEORIA BÁSICA DO ATUADOR MAGNÉTICO

A teoria básica do atuador magnético apresentada neste trabalho pode ser vista mais detalhadamente em Allaire et al (1993). O material do núcleo eletromagnético geralmente é aço silício ou pode também ser construído com outros materiais com altos níveis de saturação magnética, como pode ser citado o *Vanadium Permendur*.

As forças eletromagnéticas geradas são apenas de atração, sendo necessários dois pares de pólos diametralmente opostos para garantir o controle do rotor em uma direção. A Fig. (1) ilustra a dupla ação dos pares de pólos do mancal magnético em uma direção. A folga entre o rotor e o estator tem espessura  $g$  e área  $A_g$ . O fluxo magnético é produzido em cada seção do atuador (em forma de ferradura) por um enrolamento de  $N$  espiras com uma corrente  $i$  fluindo através dele. Um amplificador de potência produz a corrente elétrica necessária no enrolamento.

A força gerada pelo MMA resulta da superposição de dois fluxos, um permanente responsável pela levitação do eixo e um fluxo de perturbação para corrigir a posição do rotor. Representando o fluxo magnético em função da corrente e dos parâmetros do mancal, se obtêm a força líquida  $F_N$  gerada pelo MMA que atua no rotor em uma determinada direção, indicada pela equação,

$$F_N = \left( \frac{\epsilon \mu_0 A_g N^2 i_b}{g_0^2} \right) i_p - \left( \frac{\epsilon \mu_0 A_g N^2 i_b^2}{g_0^3} \right) x \quad (1)$$

onde  $\epsilon$ ,  $\mu_0$ ,  $N$ ,  $i_b$ ,  $i_p$  e  $g_0$  são, respectivamente, o fator de correção geométrico, a permeabilidade magnética do vácuo, o número de espiras, a corrente permanente (bias), a corrente de perturbação e a folga nominal do mancal. A Eq. (1) pode ser representada em termos da rigidez de corrente  $K_i$  e da rigidez de posição  $K_x$ , para chegar em,

$$F_N = K_i i_p + K_x x \quad (2)$$

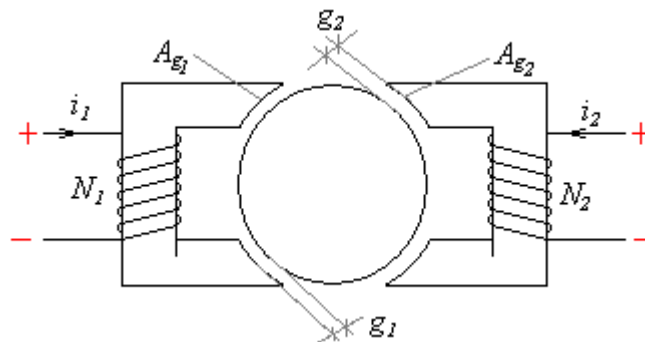


Figura 1. Geometria básica da dupla ação de um mancal magnético.

### 2.1. Circuito Eletrônico de Controle

O sistema de controle de um MMA, como já citado anteriormente, é do tipo *feedback*. Este circuito eletrônico de controle é composto por sensores de posição, filtro passa-baixa, controlador PID e amplificador de potência, conforme mostra o diagrama da Fig. (2). O sensor é responsável por informar a posição do eixo ao controlador, enquanto que o filtro passa-baixa está incorporado ao controlador e tem a função de eliminar os ruídos, visto que esses podem provocar

grandes erros quando se utiliza controle derivativo. Então o controlador envia o sinal de correção de posição ao amplificador de potência, que produz a corrente necessária para induzir o campo magnético no MMA. Para cada eixo ou direção de controle é necessário um circuito conforme apresentado na Fig. (2).

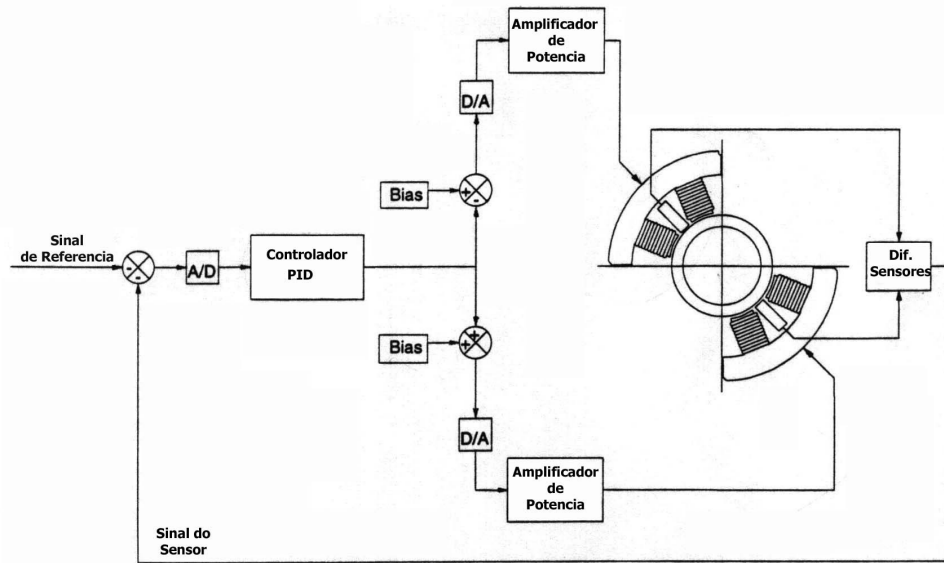


Figura 2. Diagrama de controle da malha fechada de um mancal radial.

A função de transferência global  $G(s)$  que relaciona a posição do rotor  $x(s)$  com a corrente de perturbação  $i_p$ , expressa em termos da transformada de Laplace (sendo  $s$  uma variável complexa), é dada por,

$$i_p = G(s)x(s) \quad (3)$$

Essa função de transferência global é obtida através da composição das funções de transferência de todos os componentes do sistema de controle, e é escrita como,

$$G(s) = SS(s)LP(s)PID(s)AMP(s) \quad (4)$$

onde  $SS(s)$ ,  $LP(s)$ ,  $PID(s)$  e  $AMP(s)$  são as funções de transferência do sensor de posição, do filtro passa-baixa, do controlador PID e do amplificador de potência, respectivamente. As funções de transferência correspondentes a cada componente do sistema podem ser expressas como:

$$SS(s) = V_x(s) / x(s) \quad (5)$$

$$LP(s) = \frac{V_{LP}}{V_x} = \frac{\omega_{LP}^2}{s^2 + 2\xi_{LP}\omega_{LP}s + \omega_{LP}^2} \quad (6)$$

$$PID(s) = \frac{V_{PID}}{V_{LP}} = \frac{K_T(K_D s^2 + K_P s + K_I)}{s} \quad (7)$$

$$AMP(s) = \frac{I_C}{V_{PID}} = K_a \frac{\omega_A^2}{s^2 + \sqrt{2}\omega_A s + \omega_A^2} \quad (8)$$

sendo  $\omega_{LP}$  a frequência de corte e  $\xi_{LP}$  o fator de amortecimento do filtro passa baixa.  $K_T$ ,  $K_D$ ,  $K_P$  e  $K_I$  são os ganhos total, derivativo, proporcional, derivativo e integral do controlador PID, respectivamente.  $K_a$  e  $\omega_A$  são o ganho do amplificador e a frequência de corte do amplificador, respectivamente.

### 3. MODELO MATEMÁTICO DO SISTEMA ROTOR-MANCAL

A Fig. (3) mostra um modelo dinâmico simplificado do mancal magnético indicando as forças que aparecem quando se considera um único eixo de controle composto pelos dois ímãs opostos.

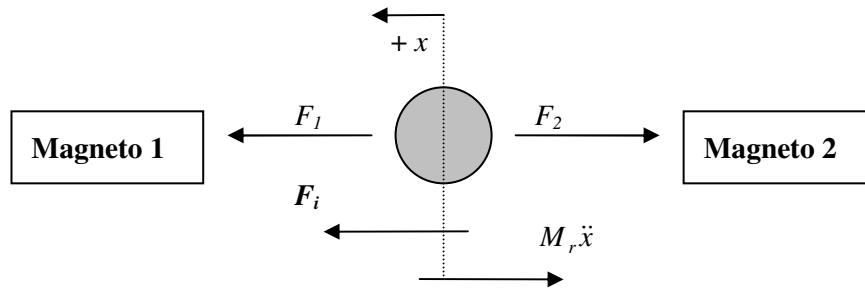


Figura 3. Esquema de um eixo de controle de um mancal radial

A equação do movimento vibratório que descreve o movimento do rotor é dada por,

$$M_r \ddot{x} + F_2 - F_1 = F_i \quad (9)$$

onde  $F_1$  e  $F_2$  são as forças de atração eletromagnética produzidas pelos magnetos opostos agindo sobre o rotor na direção de controle considerada,  $F_i$  é a força externa aplicada sobre o sistema e  $M_r$  é a massa do rotor. A força líquida resultante da ação dos dois magnetos ( $F_2 - F_1$ ) é dada pela Eq. (2), que inserida na Eq. (9) produzirá,

$$M_r \ddot{x} + K_x x + K_i i_p = F_i \quad (10)$$

A Eq. (10) pode então ser utilizada para se determinar as características de rigidez e amortecimento do mancal magnético.

### 3.1. Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A função de transferência global do sistema de controle, Eq. (3), pode ser convenientemente modificada, substituindo-se a variável de Laplace  $s$  pela frequência complexa  $i\omega$  para chegar a,

$$G(\omega) = a_G(\omega) + ib_G(\omega) \quad (11)$$

Essa função de transferência, multiplicada pela posição  $x$ , leva à corrente de controle  $i_p$ , dada por

$$i_p(\omega) = (a_G + ib_G)x \quad (12)$$

Esta equação pode ser substituída na Eq. (10), resultando em,

$$-M_r X \omega^2 + [K_x + K_i(a_G + ib_G)]X = \bar{F}_i \quad (13)$$

e, igualando a Eq. (13) a equação de um sistema massa-mola-amortecedor equivalente, obtém-se a rigidez e o amortecimento equivalente do mancal dados como,

$$K_{eq} = K_x + K_i a_G \quad (14)$$

$$C_{eq} = \frac{K_i b_G}{\omega} \quad (15)$$

As Eqs. (14) e (15) representam a rigidez e o amortecimento linearizados de um único eixo de controle. Esses valores variam com a frequência devido a sua dependência da parte real e da parte imaginária da função de transferência do sistema de controle, que também são dependentes da frequência.

### 3.2. Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A Tab. (1) apresenta os parâmetros construtivos e geométricos, bem como os parâmetros dos equipamentos do circuito de controle de um mancal magnético de um fabricante Norte Americano. Esses dados foram utilizados como entrada em uma rotina computacional implementada no *software* MATLAB. A partir dos parâmetros de cada componente do circuito eletrônico de controle foi possível encontrar as funções de transferência. Pela Eq. (4) foi

possível encontrar a função de transferência global para a determinação das curvas de rigidez e amortecimento equivalentes através das Eqs. (14) e (15).

Utilizando os dados do fabricante de um mancal magnético radial, dispostos na Tab. (1), foi elaborada uma rotina computacional no software MATLAB para obtenção da rigidez e amortecimento.

**Tabela 1. Dados característicos do mancal magnético analisado**

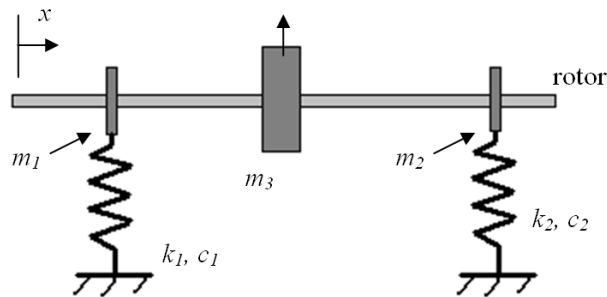
Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\varepsilon$	0,8 (para mancais radiais)	$K_D$	0,1
$\mu_0$	$4.\pi.10^{-7} \text{ Hm}^{-1}$	$K_P$	60
$A_g$	$64,426.10^{-6} \text{ m}^2$	$K_I$	80
$N$	228 espiras	$K_a$	650
$i_b$	1,5 A	$\omega_A$	20000 Hz
$g_0$	$0,381.10^{-3} \text{ m}$	$\omega_{LP}$	800 Hz
Sensor	2437 V/m	$\zeta_{LP}$	0,707
$K_T$	0,00006		

A Tab. (2), encontrada mais à frente na seção 5 deste trabalho, apresenta os valores de rigidez e amortecimento equivalentes aproximados, obtidos com os dados apresentados na Tab. (1).

#### 4. TEORIA BÁSICA DE MODELAGEM DE ROTORES

##### 4.1. Modelo de Viga Livre-Livre

Nesta seção será descrito um modelo simplificado de vibração em rotores (em velocidade) na direção vertical, Johnson et al (2003). Considere um sistema composto por um eixo suportado por mancais, no qual é fixado um disco rígido, conforme mostra a Fig. (4). Na modelagem os mancais são representados por uma rigidez e um amortecimento e o disco é representado por uma massa concentrada. Além da massa do disco também são consideradas as massas concentradas do material ferromagnético do mancal magnético. Uma força de desbalanceamento é gerada no disco rígido. A vibração do rotor na direção horizontal não será considerada neste modelo e admite-se que o movimento nesta direção seja independente do movimento vertical. Neste modelo não será considerado o efeito giroscópico.



**Figura 4. Esquema do rotor usado no modelo teórico.**

Inicialmente o eixo do rotor será considerado como uma viga livre-livre sem qualquer elemento fixado a ele. Assim será empregado o método que utiliza a influência de um número finito de modos de vibração no movimento da viga.

A velocidade,  $u$ , da viga pode ser descrita como uma série ou um somatório do efeito de vários modos de vibração,

$$u(x, \omega) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n(\omega) \psi_n(x) \quad (16)$$

onde o  $n$ -ésimo modo de vibrar é uma função da posição  $x$  e é dado por  $\psi_n(x)$  e o coeficiente de influência do  $n$ -ésimo modo é dada por  $a_n(\omega)$ . Se a faixa de frequência de interesse é limitada, então é possível descrever o comportamento da viga usando um conjunto finito de modos. O coeficiente de influência  $a_n(\omega)$  é uma função da frequência angular  $\omega$  e pode ser calculada considerando todas as forças que agem no rotor. A amplitude devido a uma única força  $F(\omega)$  agindo em um único ponto  $x_j$  no rotor é dada por,

$$a_n(\omega) = \frac{2}{m_r} \left( \frac{j\omega}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 2j\zeta_n\omega_n\omega} \psi(x_j) \right) F(\omega) \quad (17)$$

onde a frequência natural e o fator de amortecimento para o  $n$ -ésimo modo são dados por  $\omega_n$  e  $\zeta_n$  respectivamente. O fator de amortecimento é tipicamente baixo para um rotor de aço, na ordem de 0.005. A massa total do rotor é  $m_r = lSr$  onde  $S$  é a área de seção transversal do rotor,  $r$  é a densidade do material do rotor e  $l$  é o comprimento do rotor.

Pela combinação da Eq. (16) com a Eq. (17), a matriz de transferência pode ser calculada. A matriz de transferência de mobilidade  $\mathbf{T}_{ij}$  define a velocidade da viga na posição  $x_i$  devido à aplicação de uma força na posição  $x_j$ .

$$T_{ij}(\omega) = \frac{2}{m_r} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{j\omega}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 2j\zeta_n\omega_n\omega} \psi(x_i)\psi(x_j) \quad (18)$$

Para uma dada frequência, as velocidades em um número de posições do rotor podem ser descritas na forma matricial,

$$\mathbf{u}_i = \mathbf{T}_{ij}\mathbf{f}_j \quad (19)$$

onde o vetor coluna  $\mathbf{u}_i$  descreve a velocidade nas posições  $\mathbf{x}_i$  (também como um vetor coluna) devido a um número de forças  $\mathbf{f}_j$  agindo nas posições  $\mathbf{x}_j$ . Cada elemento na matriz  $\mathbf{T}_{ij}$  é calculado usando a Eq. (18).

#### 4.2. Método da Matriz Impedância

A teoria anterior e a Eq. (19) só pode ser usada para modelar o movimento de um rotor se o mesmo não inclui qualquer mancal que possua rigidez, amortecimento ou massa que o rotor possa estar suportando. Esses elementos serão incluídos no modelo usando o método da matriz impedância, Bonello e Brennan (2001). Neste exemplo, este método será usado para descrever a adição de rigidez, amortecimento e massa em três pontos discretos ao longo do rotor, mas pode ser estendido para qualquer número de posições de massa, rigidez e amortecimento. Conforme mostra a Fig. (4), o rotor interage com uma carga externa (desbalanceamento) no ponto onde a massa  $m_3$  contém um leve desbalanceamento. Sobre o rotor estão também fixadas duas pequenas massas  $m_1$  e  $m_2$  correspondente ao material ferromagnético preso ao eixo. Nos pontos onde estão fixadas estas massas o rotor é suportado por duas molas de rigidez  $k_1$  e  $k_2$ . Os mancais também possuem amortecimento viscoso  $c_1$  e  $c_2$  também inclusos. As massas e rigidez fixadas criam forças de reação quando o rotor está em rotação e estas forças podem ser descritas usando uma matriz impedância  $\mathbf{Z}$  dada por,

$$\mathbf{f}_r = -\mathbf{Z}\mathbf{u}_m \Leftrightarrow \begin{bmatrix} f_{r1} \\ f_{r2} \\ f_{r3} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} j\omega m_1 + c_1 + \frac{k_1}{j\omega} & 0 & 0 \\ 0 & j\omega m_2 + c_2 + \frac{k_2}{j\omega} & 0 \\ 0 & 0 & j\omega m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{m1} \\ u_{m2} \\ u_{m3} \end{bmatrix} \quad (20)$$

onde  $\mathbf{u}_m$  é o vetor de velocidades nas três posições das massas e a força de reação é dada pelo vetor  $\mathbf{f}_r$ . O vetor velocidade  $\mathbf{u}_m$  é considerado uma combinação da velocidade  $\mathbf{u}_{mr}$  devido às forças de reação  $\mathbf{f}_r$  e da velocidade  $\mathbf{u}_{mj}$  devido à aplicação da força externa no rotor  $\mathbf{f}_j$ . A aplicação da força externa neste modelo é devida à massa desbalanceada. Usando a Eq. (19) e Eq. (20), origina-se uma expressão da força de reação em termos da força externa,

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_m &= \mathbf{u}_{mj} + \mathbf{u}_{mr} = \mathbf{T}_{mj}\mathbf{f}_j + \mathbf{T}_{mm}\mathbf{f}_r = \mathbf{T}_{mj}\mathbf{f}_j - \mathbf{T}_{mm}\mathbf{Z}\mathbf{u}_m \\ \Rightarrow \mathbf{u}_m &= [\mathbf{I} + \mathbf{T}_{mm}\mathbf{Z}]^{-1}\mathbf{T}_{mj}\mathbf{f}_j \end{aligned} \quad (21)$$

#### 4.3. Frequências Críticas e Modos de Vibrar

Os vetor de deslocamentos do rotor pode ser obtido dividindo-se a Eq. (21) pela frequência complexa, obtendo,

$$\mathbf{x}_m = \frac{\mathbf{u}_m}{j\omega} = \left( [\mathbf{I} + \mathbf{T}_{mm}\mathbf{Z}]^{-1}\mathbf{T}_{mj}\mathbf{f}_j \right) \frac{1}{j\omega} \quad (22)$$

onde  $x_m$  é o deslocamento em um ponto específico do rotor, quando se aplica uma força  $f_j$  no ponto  $x_j$ .

Como a amplitude dos deslocamentos  $x_{im}$  é uma função da frequência  $\omega$ , pode-se plotar um gráfico da média de  $x_m$  obtidos em todos os pontos de discretização do rotor versus  $\omega$  e verificar em que pontos de frequência essas amplitudes são elevadas. Esses pontos de frequência elevadas caracterizam as frequências naturais. A excitação do sistema é através de uma força unitária de desbalanceamento. Os picos de amplitudes elevadas ocorrem quando a frequência da força de desbalanceamento se iguala a uma das frequências naturais do rotor, caracterizando o fenômeno de ressonância.

Para cada frequência natural existe um modo de vibração, e este pode ser determinado se o sistema for excitado em sua frequência natural, onde o deslocamento dos pontos (no caso, uma viga) dará a forma dos modos para cada frequência natural.

## 5. Descrição do Rotor Teórico para Análise

O rotor teórico utilizado para análise do desempenho do sistema de controle é suposto ser confeccionado em aço com um comprimento total de  $500\text{ mm}$  e o eixo com um diâmetro de  $12,7\text{ mm}$ , apoiado por dois mancais convencionais, conforme mostra o esquema da Fig. (5). Entre os mancais está fixado um disco de massa  $m_4$  igual a  $1,0\text{ kg}$ , no qual atuam as forças de excitação. Além da massa do disco, também são consideradas a massa  $m_3$  do material ferromagnético do atuador e as massas  $m_1$  e  $m_2$  dos mancais de apoio do rotor. O rotor opera a uma rotação de  $6000\text{ rpm}$  e uma quantidade de desbalanceamento de  $1,266 \times 10^{-4}\text{ kg.m}$  foi atribuída ao disco, gerando a força de excitação síncrona. Considerou-se para amplitude da força de excitação sub-síncrona um valor igual a  $25\%$  da amplitude da força de excitação síncrona. Além das frequências das excitações síncrona e sub-síncrona, considerou-se, também, um ruído de amplitude unitária em toda faixa de frequência analisada.

Um mancal magnético ativo é instalado no rotor com o propósito de atenuar as vibrações. A localização do MMA em que se tem o melhor desempenho do sistema de controle é um dos fatores de interesse nesse estudo. Para isso, o MMA foi instalado em várias posições entre  $100\text{ mm}$  a  $400\text{ mm}$ , com incrementos de  $50\text{ mm}$  (exceto na posição coincidente com o disco).

A Tab. (2) apresenta um resumo das propriedades físicas do rotor, dados dos mancais de apoio, dados do disco desbalanceado e os dados do mancal magnético ativo utilizado.

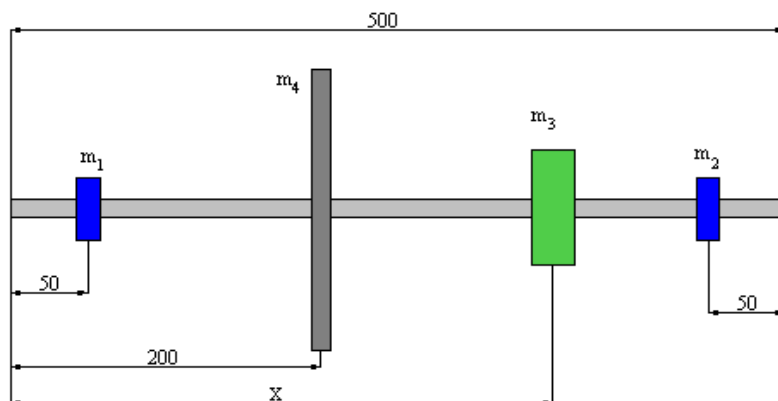


Figura 5. Esquema de montagem do rotor idealizado

O modelo do rotor teórico foi desenvolvido utilizando as rotinas computacionais desenvolvidas no software *MATLAB*. O eixo do rotor foi convenientemente discretizado em 51 pontos nodais considerando apenas  $01$  grau de liberdade por nó (deslocamento de translação na vertical). Tendo em vista que para a simulação foram utilizados os dados de um atuador magnético (da empresa *Revolve Magnetic Bearing Inc.*), cujo comprimento da face dos pólos no sentido longitudinal do eixo é de apenas  $8,02\text{ mm}$ , então não se atribuiu no modelo o grau de liberdade relativo ao deslocamento angular em relação ao eixo perpendicular ao plano do movimento vertical, considerando desprezível o efeito da variação do *air gap* no sentido longitudinal do eixo. Além disso, o deslocamento nodal angular é normalmente muito pequeno em relação ao deslocamento nodal de translação, contribuindo para o efeito desprezível dessa variação do *air gap*. O número de pontos nodais adotado para a modelagem do rotor, além de facilitar a análise com a instalação do MMA em diversas posições, também é suficiente para garantir uma precisão satisfatória do modelo em representar dinamicamente o sistema. Para a composição da velocidade na modelagem da viga livre-livre representada pela Eq. (18) utilizaram-se os oito primeiros modos de vibração da viga, sendo a contribuição destes, suficiente para garantir uma precisão satisfatória para o modelo. A consideração de um número maior de modos para compor o movimento da viga livre-livre praticamente não altera os resultados obtidos com o modelo.

Tabela 2. Propriedades físicas do rotor idealizado e do MMA

Rotor		Mancais Convencionais	
Comprimento ( $l$ )	500 mm	Massa ( $m_1, m_2$ )	0,150 kg
Diâmetro ( $d$ )	12,7 mm	Rigidez	$10^5$ N/m
Modulo de Elasticidade ( $E$ )	$207 \times 10^9$ N/m <sup>2</sup>	Posição	$m_1 \Rightarrow 50$ mm $m_2 \Rightarrow 450$ mm
Densidade do Aço ( $\rho$ )	7800 kg/m <sup>3</sup>		
Razão de Amort. Estrutural ( $\zeta$ )	0,001	MMA	
Disco		Massa ( $m_3$ )	0,25 kg
Massa ( $m_4$ )	0,8 kg	Amortecimento Equiv. ( $C_{eq}$ )	270 N.s/m
Quantidade de Desbalanceamento	$1,266 \times 10^{-4}$ kg.m	Rigidez Equiv. ( $K_{eq}$ )	$7 \times 10^4$ N/m
Posição	200 mm	Corrente de Saturação ( $i_{sat}$ )	3 A

As simulações foram realizadas em uma faixa de frequência limitada entre 0 a 300 Hz. Nesta faixa estão contidas as três primeiras frequências críticas do rotor (45, 86 e 158 Hz) e com ele operando a 6000 rpm, resulta em uma frequência de excitação síncrona de 100 Hz (desbalanceamento). Também, foi inserida uma frequência de excitação sub-síncrona de 50 Hz muito comum em turbomáquinas, resultado de instabilidades e do fenômeno de desprendimento rotativo.

A análise a seguir foi feita no domínio da frequência em termos de vibração global, que é o valor médio quadrático (RMS) tomando os deslocamentos de todos os pontos nodais, e em termos de vibração local, onde se pode visualizar o deslocamento de todos os pontos ao longo do rotor em uma determinada frequência de excitação. As frequências críticas foram excitadas por um ruído unitário.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Redução do Nível de Global de Vibrações

A Tab. (3) apresenta os valores percentuais de redução de vibração para as frequências de excitações consideradas e com o atuador magnético em diversas posições ao longo do rotor. Nota-se que alguns valores desta tabela são negativos, o que significa que nestes casos não houve redução, mas sim uma ampliação do nível global de vibração quando o sistema de controle ativo é aplicado. Verifica-se que o melhor posicionamento do atuador é nas proximidades da fonte de excitação, neste caso o desbalanceamento no disco.

Com relação à vibração síncrona, os valores da tabela indicam que este sistema de controle é muito pouco eficiente, não apresentando um resultado esperado e apenas conseguiu-se uma ligeira redução (7,67%) com o atuador posicionado em 250 mm.

Tabela 3. Porcentagem de redução de vibração RMS para diferentes posições do MMA

Posição MMA (m)	0,10	0,15	0,25	0,30	0,35	0,40
Vibração sub-síncrona	49,28	69,20	72,20	60,90	29,45	-58,58
Vibração síncrona	-28,33	-1,42	7,60	0,04	-2,39	-2,86

A Fig. (6) apresenta o gráfico dos níveis globais de vibração em função da frequência de excitação, de forma a comparar a vibração do rotor sem a presença do MMA com o rotor com o controle, utilizando o MMA. Verifica-se neste caso uma grande redução nas frequências críticas do rotor. De maneira geral foram observadas grandes reduções das amplitudes modais instalando o atuador em várias posições. Portanto, se pode dizer que este sistema de controle é bastante eficiente para reduzir vibrações em condições ressonantes.

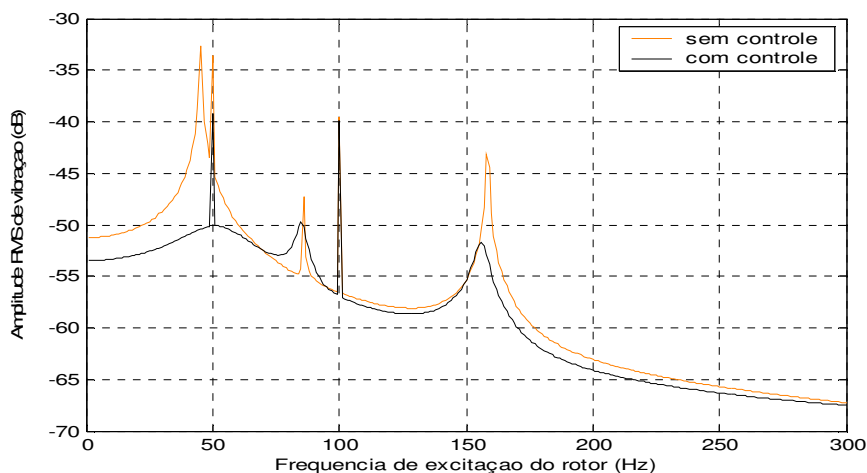


Figura 6. Vibração global (RMS) com o MMA localizado a 250 mm



## 6.2. Vibrações Locais do Rotor na Posição do MMA

Uma análise local das vibrações é importante para detectar situações extremas de deslocamento, como por exemplo, deslocamentos maiores que a folga nominal no MMA. Os valores dos deslocamentos dos pontos em que o atuador magnético pode ser instalado são apresentados na Tab. (4). Considerando que o folga nominal entre o rotor e o estator do MMA empregado neste trabalho é de  $g_0 = 0,381 \text{ mm}$ , e que nenhum dos deslocamentos apresentados na Tab. (4) supera o valor dessa folga, então em todas as condições jamais ocorrerá contato entre as partes móvel e estacionária do MMA e o sistema de controle poderá operar normalmente com o MMA em qualquer posição. A Tab. (4) também indica que o menor deslocamento ocorre com o MMA instalado na posição de 250 mm para a frequência sub-síncrona e na posição de 400 mm para a frequência síncrona.

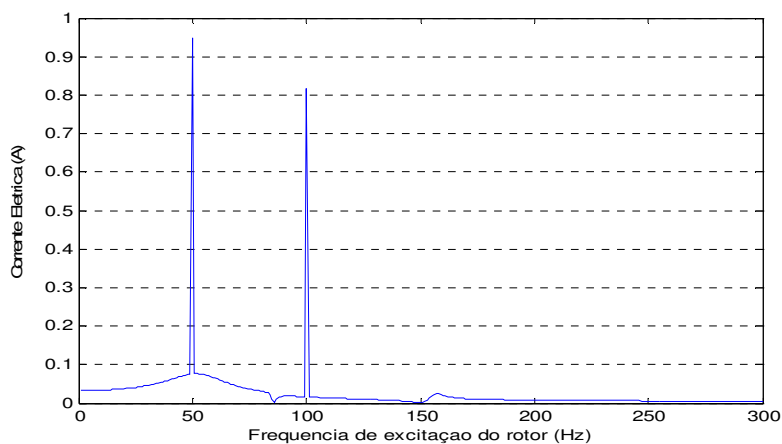
**Tabela 4. Deslocamento vertical do rotor (m) onde o MMA está posicionado**

Posição MMA (m)	0,10	0,15	0,25	0,30	0,35	0,40
Deslocamento/sub-síncrona	1,95E-04	1,55E-04	1,48E-04	1,73E-04	2,36E-04	3,58E-04
Deslocamento/síncrona	8,60E-05	9,96E-05	9,92E-05	7,99E-05	5,63E-05	3,86E-05

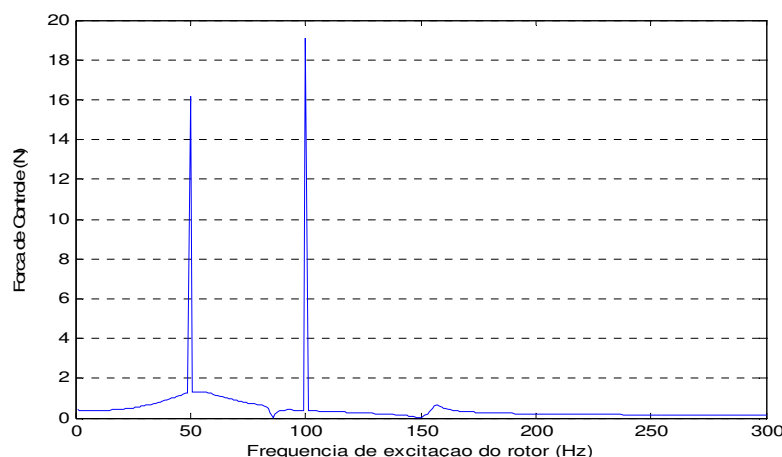
## 6.2. Corrente elétrica e Força de Controle

O valor da função de transferência global  $G(i\omega)$  é dependente da frequência, sendo assim, para uma mesma frequência os valores de corrente são resultados da multiplicação dos deslocamentos por  $G(i\omega)$ , visto que a corrente de controle é dada pela Eq. (12). As correntes de controle referentes às frequências críticas são de pequena ordem, visto que, apenas um ruído unitário foi utilizado como fonte de excitação nestas frequências. Do ponto de vista de desempenho da corrente elétrica e força de controle os resultados tem comportamentos semelhantes às encontradas para deslocamento, apresentadas no relatório anterior, verificando que o melhor posicionamento do MMA é o de 250 mm.

Analisando a Fig. (7) nota-se que a corrente de controle com MMA localizado a 250 mm na frequência sub-síncrona é menor que a metade da corrente de saturação (1,5 A), especificada pelo fabricante e indicada na Tab. (2). Logo, a corrente no enrolamento, dada pela soma da corrente de *bias* com a corrente de perturbação, é menor que a corrente de saturação. Ou seja, a aplicabilidade do atuador fica seguramente dentro dos limites operacionais do MMA, e garante um menor consumo de energia.



**Figura 7. Corrente elétrica de controle para o MMA localizado a 250 mm**



**Figura 8. Força de controle para o MMA localizado a 250 mm**

A partir da Eq. (1) calculou-se a força de controle necessária. A Fig. (8) ilustra a força de que atua sobre o rotor quando o MMA está posicionado a 250 mm. Pode-se verificar que a força de controle na frequência síncrona é maior que na subsíncrona, representando uma maior dificuldade no controle das vibrações síncronas. Isto também pode ser justificado pela análise das reduções globais de vibração, que indicam uma redução de vibração muito menor na frequência síncrona.

## **7. CONCLUSÕES**

Este trabalho apresentou a modelagem de um rotor suportado por mancais convencionais no qual um MMA foi utilizado para reduzir o nível de vibrações ao longo do rotor. Esta modelagem encontra-se no domínio da frequência, utilizando o método da matriz de impedância mecânica.

As simulações foram realizadas variando o posicionamento do MMA ao longo do rotor. Assim, foram obtidos os valores de deslocamento ao longo do rotor para cada posição do MMA, e com base no valor RMS destes deslocamentos foi possível determinar qual o melhor posicionamento do atuador. Também foram encontrados os valores de força e corrente de controle em cada posição. Neste caso, verificou-se que as posições que fornecem menores níveis globais de vibração também apresentam os menores valores de corrente elétrica, força de controle e deslocamento do rotor no interior do MMA.

As melhores posições encontradas para o atuador magnético foram as que se encontram próximas as fontes de excitação, que neste caso foi o desbalanceamento do disco. Em algumas posições do MMA ocorreram um efeito contrário ao esperado, aumentando o nível global de vibrações. Porém, a vibração nestes pontos pode ser diminuída variando-se os valores de ganho do controlador. Contudo, a variação nos ganhos do controlador não altera significativamente o ponto ótimo de atuação do MMA, o qual foi um dos principais alvos de busca neste trabalho para redução do nível de vibrações.

## **8. AGRADECIMENTOS**

Os autores gostariam de agradecer FAPESP – Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo pelo apoio recebido durante o desenvolvimento dessa pesquisa.

## **9. REFERÊNCIAS**

- Allaire, P. E., Magnetic bearings, “Handbook of tribology and lubrication”, Vol. III, Charlottesville, USA, 1993.
- Bonello, P.; Brennan, M. J., “Modelling the dynamic behavior of a supercritical rotor on a flexible foundation using the mechanical impedance technique”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 239, p. 445-466, 2001.
- Ishida, Y.; Inoue, T., “Vibration Characteristics of a Rotor System in Contact with a Backup Bearing: Cases with Various Failure Patterns of the Active Magnetic Bearing”, *Journal of Vibration and Control*, 14(4): 571-589, 2008.
- Johnson, M. E.; Nascimento, L. P.; Kasarda, M. e Fuller, C. R., “The Effect of Actuator and Sensor Placement on the Active Control of Rotor Unbalance”, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 125, p. 365-373, 2003.
- Lei, S.; Palazzolo, A., “Control of flexible rotor systems with active magnetic bearings”, *Journal of Sound and Vibration*, 314, pp. 19-38, 2008.
- Tammi, K. M. L., “Combined feedback and feedforward control of rotor vibrations”, *International Congress on Sound and Vibration*, Lisbon, 2006.
- Tammi, K. M. J., “Identification and active feedback-feedforward control of rotor”, *International Journal of Acoustics and Vibration*, Vol. 12, N. 1, pp. 7-14, 2007.

## **10. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.



**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **VIBRATION CONTROL IN ROTORS USING ACTIVE MAGNETIC BEARINGS**

**Victor Suman Guirao, vicsugui@hotmail.com<sup>1</sup>**

**Luiz de Paula do Nascimento, depaula@dem.feis.unesp.br<sup>1</sup>**

**Vicente Lopes Junior, vicente@dem.feis.unesp.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho” – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica, Avenida Brasil, 56 – CEP 15385-000 – Ilha Solteira – SP.

***Abstract:** The active magnetic bearings have some advantages in large applications when compared with conventional bearings. These devices are able to stand a rotor with no contact; furthermore it has a function of reducing vibration amplitudes. The magnetic forces produced by these devices are limited mainly by saturation of the magnetic field generated. This work presents a model of rotor supported by conventional bearings which a magnetic bearing actuator is used for reducing vibrations. An analysis of control current and control forces was done to identify the limitations of the actuator. Besides, this analysis is done for different locations along rotor to observe the location that produces the best vibration reduction and low value of the electrical control current. The analysis was done in frequency domain using the mechanical impedance technique. The force and control current are calculated based on the global transfer function of control system and the rotor displacements where the active magnetic bearing is located.*

***Keywords:** rotor dynamics, active magnetic bearings, active control*